多自由度系に対する最適動吸振器* (不規則入力を受ける場合の理論的考察)

西村 秀和*¹, 吉田 和夫*², 下郷 太郎*²

Optimal Dynamic Vibration Absorber for Multi-Degree-of-Freedom Systems (Theoretical Considerations on the Case of Random Input)

Hidekazu NISHIMURA, Kazuo YOSHIDA, and Taro SHIMOGO

This study deals with the optimization problem of dynamic vibration absorbers (D. V. A.) for multi-degree-of-freedom systems subjected to a random input with a dominant frequency. A new design method is proposed, which optimizes the parameter of D. V. A. composed of such passive elements as a spring and a damper. In this method, a suboptimization method based on the optimal control theory is applied for the optimization problem with the control structure constraints due to passive elements. This method can take into account the information about the input and the constraints on the stroke of D. V. A. The vibration control performance of this method is investigated and is compared to the previous method, in numerical calculations. As a result, the usefulness of the present method is verified.

Key Words: Vibration, Random Vibration, Vibration Control, Dynamic Absorber, Multi-Degree-of-Freedom System, Optimal Control, Optimal Design

1. ま え が き

一自由度系に対する動吸振器の設計法は古くから知られており⁽¹⁾, それを多自由度系に応用した研究もすでに多くなされている⁽²⁾⁽³⁾. これらの研究で提案されている設計法は, 構造物の自由度と同じ数の動吸振器を設置して, モード分離を前提に基本的には一自由度系に対する設計法を適用したものであるが, 動吸振器の数が構造物自由度より少ない場合に対する最適設計法は確立されていない. また, 応答の評価としては周波数応答とインパルス応答のみにおいてなされており, 一定の周波数帯域を有する不規則入力に対する制振性能については必ずしも検討されていない.

一方, 外部からエネルギーを与えて制振を行う, アクティブ・マス・ダンパなどのアクティブ動吸振器に関する研究も盛んである. アクティブ動吸振器の最適化手法としては最適状態フィードバック制御理論の適用⁽⁴⁾がなされている. これらの研究は主として一自由度系に対して行われており, 多自由度系に対しては部

分的な状態フィードバックを実現したアクティブ・マス・ダンパの研究⁽⁵⁾がある.

連続体や多自由度構造物の制振問題では状態フィードバック制御に構造物に制約を有する場合⁽⁶⁾が多く, 一自由度系の制振問題においても動吸振器を受動的な要素のばねとダンパで構成する場合, やはり制御構造制約の問題となる.

このような観点から, 本報告では不規則入力を受ける多自由度構造物に対する動吸振器の最適化問題を取り上げ, 単一の動吸振器として受動的要素を用いる場合と能動的要素を用いる場合について, それぞれ最適制御理論に基づく手法を適用し, その設定位置を含めた最適化を行った. 数値計算においては, 系の応答の分散, 周波数応答などを調べ, それぞれの動吸振器の特性を明らかにするとともに, それらの性能の比較検討も行った.

2. システムと入力外乱の定式化

図1に示すように, 一般化のために基礎に入力外乱を受け M 個の動吸振器を有する N 自由度構造物を扱う. このシステムの運動方程式は以下ようになる.

$$M_s \ddot{x}_s + C_s \dot{x}_s + K_s x_s = -M_s e \ddot{z} + \Delta(C_a \dot{x}_a + K_a x_a + u) \cdots \cdots (1)$$

* 昭和62年7月15日 第24回シンポジウムにおいて講演. 原稿受付 昭和62年8月24日.

*¹ 准員, 慶應義塾大学大学院.

*² 正員, 慶應義塾大学理工学部 (〒223 横浜市港北区日吉3-14-1).

$$M_a \ddot{y}_a = -C_a \dot{x}_a - K_a x_a - u \quad \cdots \cdots (2)$$

ここに,

y_s : 各質点の絶対変位ベクトル

y_a : 各動吸振器の絶対変位ベクトル

$x_s := y_s - ez$

$x_a := y_a - \Delta^T y_s$

z : 入力変位

M_s : 主構造物の質量マトリックス

K_s : 主構造物の剛性マトリックス

C_s : 主構造物の減衰マトリックス

M_a : 動吸振器の質量のマトリックス

K_a : 動吸振器の剛性のマトリックス

C_a : 動吸振器の減衰のマトリックス

u : 制御力ベクトル

$$\Delta = \begin{bmatrix} \delta_{1n_1} & \cdots & \delta_{1n_j} & \cdots & \delta_{1n_M} \\ \vdots & & \vdots & & \vdots \\ \delta_{in_1} & \cdots & \delta_{in_j} & \cdots & \delta_{in_M} \\ \vdots & & \vdots & & \vdots \\ \delta_{Nn_1} & \cdots & \delta_{Nn_j} & \cdots & \delta_{Nn_M} \end{bmatrix}$$

$$e^T = [1 \ 1 \ \cdots \ 1]$$

ただし, $n_j (n_j > n_{j-1}, j=1, \cdots, M)$ は動吸振器の設定位置を, δ_{inv} は Kronecker の Delta を示す.

式(1)の運動方程式をモーダル解析によりモード座標系に変換する. 固有方程式から求められる固有振動数 ω_i に対する固有ベクトル ϕ_i を並べたモーダルマトリックス Φ を用いて, モード座標系の変位ベクトル η_s と, 物理座標系の変位ベクトル x_s は, 次式により関係づけられる.

$$x_s = \Phi \eta_s \quad \cdots \cdots (3)$$

$$\eta_s^T = [\eta_{s1} \ \cdots \ \eta_{si} \ \cdots \ \eta_{sN}]$$

固有ベクトルの直交性と, 減衰を比例減衰とした各モード間の非連成化により, 主構造物の質量マトリックス M_s , 剛性マトリックス K_s , および減衰マトリックス C_s は対角化され,

$$M = \Phi^T M_s \Phi, \quad K = \Phi^T K_s \Phi, \quad C = \Phi^T C_s \Phi$$

とすることができる. なお, マトリックス M, K, C はそれぞれ m_i, c_i, k_i の i 次モードのモード質量, モード減衰, モード剛性から構成される.

これらのマトリックス, および状態ベクトル

$$\eta^T = [\eta_s^T \ x_a^T \ \dot{\eta}_s^T \ \dot{x}_a^T]$$

を用いて, 式(1), (2)を状態方程式表現すると, 以下のように示される.

$$\dot{\eta} = A_r \eta + B_r u + D_r \ddot{z} \quad \cdots \cdots (4)$$

ここで,

$$A_r = \begin{bmatrix} \mathbf{0}_{(N+M) \times (N+M)} & \\ -M^{-1}K & M^{-1}\Phi^T \Delta K_a \\ \Delta^T \Phi M^{-1}K & -(\Delta^T M_s^{-1} \Delta + M_a^{-1})K_a \end{bmatrix},$$

$$B_r = \begin{bmatrix} \mathbf{0}_{(N+M) \times M} \\ M^{-1}\Phi^T \Delta \\ -(\Delta^T M_s^{-1} \Delta + M_a^{-1}) \end{bmatrix}, \quad D_r = \begin{bmatrix} \mathbf{0}_{(N+M) \times 1} \\ -\Phi^{-1}e \\ \mathbf{0}_{M \times 1} \end{bmatrix},$$

本システムへの入力加速度 $\ddot{z}$ は, 図2に示すように, そのパワースペクトル密度を次のような正規不規則過程とする.

$$S_z(\omega) = \frac{S_w}{\omega^4 + 2\omega_d^2(2\zeta_d^2 - 1)\omega^2 + \omega_d^4} \quad \cdots \cdots (5)$$

成形フィルタの状態ベクトル $z^T = [\ddot{z} \ \dot{z}]$ を用いて, 拡大システムの状態ベクトル,

$$\eta^T = [\eta_s^T \ z^T]$$

を採用すると, 上式は以下のような状態方程式の形に表される.

$$\dot{\eta} = A \eta + B u + D w \quad \cdots \cdots (6)$$

$$A = \begin{bmatrix} A_r & G \\ 0 & A_d \end{bmatrix}, \quad G = [D_r \ \mathbf{0}_{2(N+M) \times 1}],$$

$$A_d = \begin{bmatrix} 0 & 1 \\ -\omega_d^2 & -2\zeta_d \omega_d \end{bmatrix}, \quad B = \begin{bmatrix} B_r \\ \mathbf{0}_{2 \times M} \end{bmatrix},$$

$$D = \begin{bmatrix} 0 \\ D_d \end{bmatrix}, \quad D_d = \begin{bmatrix} 0 \\ 1 \end{bmatrix},$$

$$E[w(t)] = 0,$$

図1 動吸振器を有する多自由度系の力学モデル

$$E[w(t)w(\tau)] = 2\pi S_w \delta(t - \tau)$$

ただし $E[\cdot]$ は数学的期待値を, $\delta(\cdot)$ は Dirac の Delta 関数を示す。

3. 動吸振器の最適化

3.1 評価関数 構造物の振動制御問題ではその相対変位あるいは加速度を抑えることが目的関数になることが多い。しかしながら, 動吸振器の相対変位に対して制約がある場合, 目的関数がどちらの場合にも制振性能に一般に差はほとんどないので, 本研究ではより実際の観点から動吸振器の相対変位に制約があるものとして, 各質点の相対変位を抑えることを目的関数とし, 以下のように評価関数を設定する。

$$\begin{aligned} J(u) = & E[x_{s1}^2 + \cdots + x_{sn}^2 + \cdots + x_{sN}^2 \\ & + q_{a1}x_{a1}^2 + \cdots + q_{aj}x_{aj}^2 + \cdots \\ & + q_{aM}x_{aM}^2 + r_1u_1^2 + \cdots + r_ju_j^2 \\ & + \cdots + r_Mu_M^2] \cdots \cdots (7) \end{aligned}$$

3.2 最適制御則の導出 状態方程式(6)のもとで評価関数式(7)を最小にする最適制御則は次のように与えられる。

$$u(t) = -R^{-1}B^T P_{11} \eta_r(t) - R^{-1}B^T P_{12} z(t) \cdots \cdots (8)$$

上式右辺第1項はフィードバックリンク, 第2項はフィードフォワードリンクである。また, 上式における P_{11} と P_{12} は次の Riccati 形行列代数方程式の解として与えられる。

$$P_{11}A_r + A_r^T P_{11} - P_{11}B_r R^{-1}B_r^T P_{11} + Q_{11} = 0 \cdots \cdots (9)$$

$$P_{11}G + P_{12}A_d + A_d^T P_{12} - P_{11}B_r R^{-1}B_r^T P_{12} = 0 \cdots \cdots (10)$$

図2 入力のパワースペクトル密度の一例

$$Q_{11} = \begin{bmatrix} \Phi^T \Phi & 0 \\ & q_{a1} \\ & \ddots \\ & q_{aj} \\ & \ddots \\ 0 & & q_{aM} \\ 0 & & 0 \end{bmatrix}, \quad R = \begin{bmatrix} r_1 & 0 \\ & \ddots \\ & r_j \\ & \ddots \\ 0 & & r_M \end{bmatrix}$$

上式から明らかなように, 最適フィードバックゲインは外乱に無関係に求められ, 最適フィードフォワードゲインは最適フィードバックゲインと外乱の特性に依存して決定される。

式(8)の最適状態フィードバック制御および最適フィードフォワード制御を受けるシステムの応答は次の共分散方程式を解くことによって求められる。

$$(A + BF)V_\eta + V_\eta(A + BF)^T + 2\pi D S_w D^T = 0 \cdots \cdots (11)$$

$$F = -R^{-1}[B^T P_{11}, B^T P_{12}], \quad V_\eta = E[\eta \eta^T]$$

3.3 制御構造制約 制御力をばね k'_{aj} とダンパ c'_{aj} で構成する場合, 制御理論の観点からみるとその状態フィードバックは次式のような構造制約を有している。

$$u^*(t) = H^T M_c \eta(t) \cdots \cdots (12)$$

$$M_c = \begin{bmatrix} 0_{M \times N} & I_{M \times M} & 0_{M \times (N+M)} \\ 0_{(M \times (N+M))} & 0_{M \times N} & I_{M \times M} \end{bmatrix} \begin{bmatrix} 0_{2M \times 2} \end{bmatrix},$$

$$H^T = [K'_a, C'_a],$$

$$K'_a = \begin{bmatrix} k'_{a1} & & 0 \\ & \ddots & \\ & & k'_{aj} \\ & & & \ddots \\ 0 & & & & k'_{aM} \end{bmatrix}, \quad C'_a = \begin{bmatrix} c'_{a1} & & 0 \\ & \ddots & \\ & & c'_{aj} \\ & & & \ddots \\ 0 & & & & c'_{aM} \end{bmatrix}$$

この場合, 通常の受動的動吸振器のばね定数と減衰係数はそれぞれ k_{aj} と k'_{aj} の和, および c_{aj} と c'_{aj} の和となる。

式(12)のような構造制約がなければ, 3.2節で述べたように, 本最適化問題は状態方程式(6)のもとで評価関数式(7)を最小にするいわゆる LQG 制御問題として定式化される。そこで本研究では制約のない最適制御則に基礎をおく準最適化手法⁽⁷⁾を用いて, 動吸振器の受動的要素のパラメータを最適化する。

3.4 準最適化手法 ばねとダンパで構成される受動的な動吸振器では, 式(12)の制御構造制約のために式(8)の最適状態フィードバックおよび最適フィード

ドフォワードを行うことができない。Kosut⁽⁷⁾が提案した最小誤差励振法 (Minimum Error Excitation Method) を適用して受動的動吸振器の最適化を行うと、ばねとダンパのパラメータの最適値は

$$H^T = F_b V_b M_c^T (M_c V_b M_c^T)^{-1} \dots \dots \dots (13)$$

で与えられる。ただし、上式における F_b は

$$F_b = -R^{-1} [B^T P_{11}, 0]$$

であり、また V_b は式(11)で $F=F_b$ としたときの応答である。したがって、本手法は入力外乱の情報を考慮した設計法である。

4. 数値計算例

4.1 力学モデルの諸元 基礎に不規則入力を受ける五自由度系の構造物に対して単一動吸振器の最適化を試みた。この場合の運動方程式は、式(1)、(2)において $N=5, M=1$ として得られる。なお、動吸振器設定位置は基本的に $n_1=5$ とした。制振対象とする構造物の諸元および動吸振器の諸元を以下に示す。

$$m_{s1}=m_{s2}=\dots=m_{s5}=m_s=1.4 \text{ kg}$$

$$k_{s1}=k_{s2}=\dots=k_{s5}=k_s=8000 \text{ N/m}$$

$$c_{s1}=c_{s2}=\dots=c_{s5}=c_s=0.743 \text{ N}\cdot\text{s/m}$$

$$m_{a1}=0.14 \text{ kg}, \quad k_{a1}=0 \text{ N/m}, \quad c_{a1}=0 \text{ N}\cdot\text{s/m}$$

固有方程式から、各モードの固有振動数 ω_i およびモーダルマトリックス Φ を求めて状態方程式(6)を得る。評価関数における動吸振器の相対変位に関する制約は $q_{a1}=0.07$ とした。また、動吸振器による制振を行わない場合の入力加速度 $\ddot{z}$ に対する質点2, 5の変位 x_{s2}, x_{s5} の周波数応答を図3に示す。

4.2 最適動吸振器の制振性能 まず、入力外乱の卓越振動数 ω_d を構造物の一次固有振動数 ω_1 に合わせ、その帯域幅を $\zeta_d=0.01$ として、最適状態フィードバックのみ、フィードフォワード併合制御、本手法のそれぞれについて制振性能の比較を行った。その結果を、横軸に制御力の rms 値 $\sqrt{V_u}$ と入力加速度の rms 値 $\sqrt{V_z}$ に構造物の総質量 M_{s0} を乗じた値との比をとったトレードオフ曲線で図4に示す。図4には従来の動吸振器による制振性能を白抜きの矢印で示してある。なお、図4の縦軸は、動吸振器の相対変位の分散 V_a および構造物の各質点の基礎との相対変位の分散の総和 V_s を、制振を行わない場合の各質点の相対変位の分散の総和 V_{s0} で正規化した。図4中、○で示すように、最適状態フィードバック制御のみを行うアクティブ動吸振器には制御力に限界があることがわかる。これに、フィードフォワード併合制御を施すと制御力に限界はなくなり、状態フィードバック制御のみ

の場合と比較して制振性能の優位性が増すことがわかる。さらに、本研究で提案する手法で設計された受動的動吸振器は、状態フィードバック制御を行うアクティブ動吸振器と同様に制御力に限界点があることが図4に○で示されている。また、その制振性能はフィードバックリンクのみのアクティブ動吸振器とほぼ同じであり、従来の方法で設計された動吸振器に比較してより制振性能が優れていることがわかる。

次に、入力外乱の卓越振動数 ω_d を構造物の二次固有振動数 ω_2 に合わせ、その帯域幅を $\zeta_d=0.01$ として数値計算を行った。状態フィードバック制御、フィードフォワード併合制御、本手法、および従来の方法について比較した結果を表1に示す。なお、従来の方法では、構造物の一次モード、あるいは二次モードに対して単一の動吸振器を設計した場合の制振性能を記した。表1から、受動的動吸振器に関しては、本研究で提案する手法で設計された動吸振器の制振性能が最も優れていることがわかる。また、表1には受動的要素のパラメータの値が記されているが、本手法による最適値が従来の方法での最適値とは全く異なることは非常に興味深い。さらに、アクティブ動吸振器に関してはフィードフォワードリンクを併合しても、フィードバックリンクのみに対する制振性能の優位性は、この場

図3 構造物の周波数応答 (質点2, 5)

図4 トレードオフカーブ

表 1 アクティブ動吸振器と受動的動吸振器（本手法と従来手法）との制振性能の比較

	Active		Passive			
	Feedback only	with Feedforward	Present method	Previous method		Uncontrol
				1st Mode (n ₁ =5)	2nd Mode (n ₁ =2)	
x _{s1}	0.041	0.023	0.254	0.511	0.178	0.683
x _{s2}	0.075	0.049	0.347	0.669	0.334	0.926
x _{s3}	0.085	0.071	0.257	0.368	0.456	0.661
x _{s4}	0.075	0.079	0.246	0.217	0.546	0.608
x _{s5}	0.068	0.075	0.386	0.628	0.597	1 * (MAX)
x _{a1}	0.498	0.496	0.374	0.761	0.297	—
u	0.259	0.259	0.128	0.072	0.211	—
k _{a1}	—	—	159.1	60.4	514.6	—
c _{a1}	—	—	3.81	0.64	1.87	—

* All values except for k_{a1} , c_{a1} and u are normalized by the maximum value ($u: \sqrt{V_u}/M_{s2}\sqrt{V_z}$).

合はわずかであることが理解される。しかしながら、アクティブ動吸振器は受動的動吸振器の制振性能に比較して、5倍から10倍の制振性能を有している。

図5に、最適制御を行うアクティブ動吸振器を用いた場合の質点2における周波数応答を示す。動吸振器の数が一つにもかかわらず、フィードバック制御のときはすべてのモードにおいて共振ピークが抑制されており、フィードフォワード併合制御の場合は入力周波数領域にほぼ対応する三次モード程度までの共振ピークが抑制されている。入力の仮定を変えれば、フィードバック制御同様高次モードまで制振可能である。

また、図6(a), (b)に表1の受動的動吸振器に対応する周波数応答を示す。従来の方法に関しては、図6(a)に一次モードに対する設計、図6(b)に二次モードに対する設計の周波数応答を示している。図6(a), (b)から、従来の方法により一次、二次モードで設計された動吸振器は、それぞれ一次、二次モードだけをよく抑えていることがわかる。しかしながら、図6(a)の三次モード、図6(b)の一次モードおよび三次モードにおいては、従来の方法の場合、図3の制振しない場合よりも共振ピークが多少上がっている。これに対して、本手法により設計された動吸振器は、入力外乱の周波数領域である一次、二次、および三次モードの調和を図って共振ピークを抑えており、多自由度系に対する単一動吸振器の設計法として有効な手段であることがわかる。

4.3 本手法の有効性 入力外乱の卓越振動数 ω_d を構造物の二次固有振動数 ω_2 に合わせ、その帯域幅を $\zeta_d=0.03$ として、本手法と従来の方法との比較を行った。その結果を表2に示す。なお、本手法では動吸振器の相対変位に関する制約は $q_{a1}=0.01$ で設計を行った。表2から、本手法による設計では、従来の方法で設計された動吸振器より動吸振器質量の相対変位が小さ

図5 アクティブ動吸振器を用いる場合の周波数特性 (zに対する x_{s2} の周波数応答) (a) zに対する x_{s1} の周波数応答 (b) zに対する x_{s2} の周波数応答

図6 受動的動吸振器を用いる場合の周波数特性

表2 本手法と従来手法との制振性能の比較

	Present method	Previous method
x_{s1}	0.286	0.309
x_{s2}	0.389	0.413
x_{s3}	0.286	0.276
x_{s4}	0.278	0.244
x_{s5}	0.438	0.436
x_{s1}	0.658	0.894
k_{s1}	68.8	60.4
c_{s1}	1.34	0.64

All values except for k_{s1} and c_{s1} are normalized by the maximum value of uncontrol case; the location of D.V.A., $n_1 = 5$.

くてもほぼ同等の制振効果を上げられることがわかる。

次に、本手法で動吸振器を設計する場合、外乱に応じて評価関数を最小にする動吸振器の設定位置を調べた。その結果を表3に示す。表3には、入力卓越振動数に対応するモード形の最大振幅を示す質点と、従来の手法によってそのパラメータを決定した場合の応答も示した。ただし、()内は構造物の応答 $\sqrt{V_s/V_{s0}}$ の値である。本手法による設計では、一次、あるいは二次固有振動数に入力外乱のピークが一致した場合は質点5に、三次固有振動数の場合は質点3に最適動吸振器を設置すれば最も良い制振効果を示す。本手法は入力を考慮した設計であるので、入力の帯域幅、構造物の減衰比などにより最適な動吸振器の設定位置は変化し、必ずしもモード形の最大振幅を示す質点にはならないことがわかる。

5. あとがき

最適制御理論に基礎を置く準最適化手法を適用し、基礎に不規則入力を受ける多自由度系の構造物に対する受動的動吸振器のパラメータの新しい最適化手法を提案した。本手法の特徴は、入力外乱の情報や動吸振器のストロークの制約などを考慮できる設計法である

表3 3種類の入力卓越振動数に対する動吸振器質量 m_{d1} の最適位置 n_1

	Optimal location of present method	Location of maximum amplitude of mode (previous method)
1st Mode $\zeta_d=0.01$	5 (0.035)	5 (0.043)
2nd Mode $\zeta_d=0.01$	5 (0.383)	2 (0.567)
3rd Mode $\zeta_d=0.005$	3 (0.414)	1 (0.887)

The values in brackets denote $\sqrt{V_s/V_{s0}}$

こと、既存のプログラムパッケージでアルゴリズムを簡単に構成できることなどである。

本手法を、数値計算を行ってモード分離を前提として基本的に一自由度系を対象とする従来の単一動吸振器の設計法と比較検討した。その結果、単一の動吸振器を用いる場合、本手法によって最適化された受動的動吸振器は入力の振動数成分を考慮したうえで単一モードのみならず複数モードをバランスよく制振することができ、その有効性が示された。

さらに、最適状態フィードバック形および最適フィードフォワード併合形のアクティブ動吸振器の制御性能も調べた結果、単一動吸振器でも完全状態フィードバックを行えばすべてのモードを制振することができると示された。また、受動的動吸振器との性能差についても明らかにした。

文 献

- (1) Harris, C. M. and Crede, C. E., *Shock and Vibration Handbook*, (1976), 6-10, McGraw-Hill.
- (2) 背戸・ほか2名, 機論, 50-458, C (昭59), 1962.
- (3) 背戸, 機論, 50-458, C (昭59), 1970.
- (4) 背戸・滝田, 機論, 52-484, C (昭61), 3055.
- (5) 古石・武藤, 機論, 52-474, C (昭61), 683.
- (6) 吉田・ほか2名, 機論, 49-446, C (昭58), 1689.
- (7) Kosut, R. L., *IEEE Trans. Autom. Control*, 15-5 (1970), 557.

討 論

〔質問〕 岡田 養二〔茨城大学工学部〕

拘束条件として相対変位を取り上げておられるが、受動ダンパの設計では、ダンパ質量にも大きな制限があると思う。貴研究ではダンパ質量（または主系質量との質量比）をどのように評価なさっているのか。

〔回答〕 評価関数式(7)には制約条件として動吸

論

振器質量のストロークおよび制御力を評価しており、制御力に関する重みは動吸振器質量の慣性力に関する重みに対応している。このことは動吸振器質量のストロークと質量に関連した制約を考慮したことになる。したがって、必要とする制御力から質量比を評価していることになる。例えば、一定の制御力において質量

比を2倍にすれば半分のストロークで同じ制振性能を有すると評価することができる。なお、本研究においては一次モード等価質量3.9 kgに対する質量比は0.036である。

54巻499号, C編(昭63-3) 正誤表

執筆者名	ページ	欄	行	誤	正
松下修己ほか	592	右	図4	(5)	(e)
	594		2	279.8	280
岩本勝美ほか	663	左	式(10)	$\sum_{i=1}^{N_p} \begin{bmatrix} \cos \phi_i & -\sin \phi_i \\ \sin \phi_i & \cos \phi_i \end{bmatrix}$	$\sum_{i=1}^{N_p} \begin{bmatrix} \cos \phi_i & -\sin \phi_i \\ \sin \phi_i & \cos \phi_i \end{bmatrix}^{-1}$
後藤 学ほか	750	右	図3		
			(a)	縦軸	
				0, 10, 20, 35	0, 1.0, 2.0, 3.5
			(b)	0, 10, 25	0, 1.0, 2.5